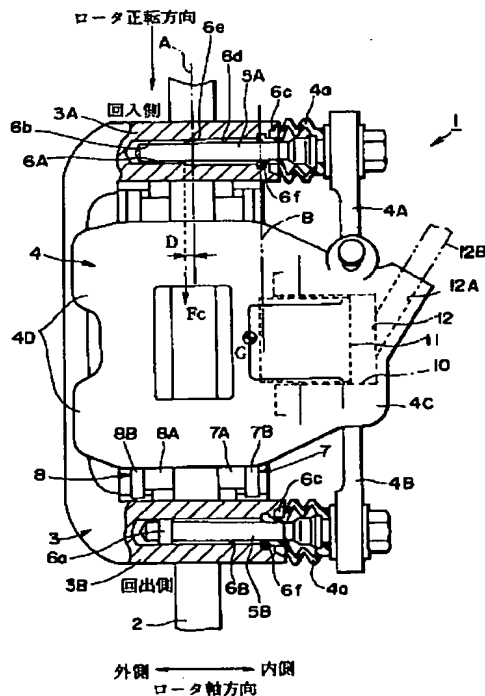


(11)特許出願公開番号

(43)公開日 平成11年(1999)2月16日

106A

最終頁に続く



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 車輪と共に回転するディスクロータを両側から挟み込むように対向配置される一対のブレーキパッドと、車体側に固定され且つ前記一対のブレーキパッドをディスクロータ軸方向に進退可能に支持するトルクメンバと、前記一方のブレーキパッドの背面側に対向するシリンダ孔及び前記他方のブレーキパッドの背面側に対向する爪部を有し且つ一対のスライドピン及びこれが摺動自在に嵌合する一対の嵌合孔を介してディスクロータ軸方向に進退可能に前記トルクメンバに支持されるシリンダボディと、前記シリンダ孔に収容され且つ前記一方のブレーキパッドを押圧可能なピストンと、を備えたディスクブレーキ装置において、

前記一対のスライドピンのうち前記嵌合孔とのクリアランスが小さいメインのスライドピンを、前記嵌合孔の開口端部に弾性的に支持するとともに、その嵌合孔内には、その開口端部側が大径となる段差部を、制動時に前記ディスクロータから前記シリンダボディに伝達される制動力の中心位置に形成したことを特徴とするディスクブレーキ装置。

【請求項 2】 車輪と共に回転するディスクロータを両側から挟み込むように対向配置される一対のブレーキパッドと、車体側に固定され且つ前記一対のブレーキパッドをディスクロータ軸方向に進退可能に支持するトルクメンバと、前記一方のブレーキパッドの背面側に対向するシリンダ孔及び前記他方のブレーキパッドの背面側に対向する爪部を有し且つ一対のスライドピン及びこれが摺動自在に嵌合する一対の嵌合孔を介してディスクロータ軸方向に進退可能に前記トルクメンバに支持されるシリンダボディと、前記シリンダ孔に収容され且つ前記一方のブレーキパッドを押圧可能なピストンと、を備えたディスクブレーキ装置において、

前記一対のスライドピンのうち前記嵌合孔とのクリアランスが小さいメインのスライドピンを、前記嵌合孔の開口端部に弾性的に支持するとともに、その嵌合孔内には、その開口端部側が大径となる段差部を、制動時に前記ディスクロータから前記シリンダボディに伝達される制動力の中心位置よりもその開口端部寄りの位置に形成したことを特徴とするディスクブレーキ装置。

【請求項 3】 前記段差部を、前記制動力の中心と、前記ディスクロータの両摺動面のうち前記嵌合孔の開口端部側の摺動面との間に形成した請求項 2 記載のディスクブレーキ装置。

【請求項 4】 前記段差部を、前記制動力の中心位置から前記嵌合孔の開口端部側に若干入り込んだ位置に形成した請求項 2 又は請求項 3 記載のディスクブレーキ装置。

【請求項 5】 車輪と共に回転するディスクロータを両側から挟み込むように対向配置される一対のブレーキパッドと、車体側に固定され且つ前記一対のブレーキパ

ドをディスクロータ軸方向に進退可能に支持するトルクメンバと、前記一方のブレーキパッドの背面側に対向するシリンダ孔及び前記他方のブレーキパッドの背面側に対向する爪部を有し且つ一対のスライドピン及びこれが摺動自在に嵌合する一対の嵌合孔を介してディスクロータ軸方向に進退可能に前記トルクメンバに支持されるシリンダボディと、前記シリンダ孔に収容され且つ前記一方のブレーキパッドを押圧可能なピストンと、を備え、前記トルクメンバは、前記ディスクロータを挟んで車両内側に位置する部分が前記車体側に固定され、前記シリンダボディは、前記ディスクロータを挟んで車両内側の部分に前記ピストン孔が形成され且つ車両外側の部分に前記爪部が形成されていて、

前記一対のスライドピンは、その基端部が前記シリンダボディの前記ディスクロータを挟んで前記シリンダ孔が形成される側に固定され且つその先端部がディスクロータ軸方向に沿って前記爪部側に延びているディスクブレーキ装置において、

前記一対のスライドピンのうち前記嵌合孔とのクリアランスが小さいメインのスライドピンを、前記嵌合孔の開口端部に弾性的に支持するとともに、その嵌合孔内には、その開口端部側が大径となる段差部を、前記ディスクロータの厚さ方向の中心位置付近に形成したことを特徴とするディスクブレーキ装置。

【請求項 6】 非制動時における前記シリンダボディの重心位置を、前記メインのスライドピンを前記弾性的に支持する位置よりもそのスライドピンの先端寄りに位置させた請求項 1 乃至請求項 5 のいずれかに記載のディスクブレーキ装置。

【請求項 7】 前記メインのスライドピンを、ダストブーツを利用して前記嵌合孔の開口端部に弾性的に支持するようにした請求項 1 乃至請求項 6 のいずれかに記載のディスクブレーキ装置。

【請求項 8】 前記他方のブレーキパッドの背面と前記爪部との間の前記ディスクロータの回転方向への摺動抵抗を低減する摺動抵抗低減手段を設けた請求項 1 乃至請求項 7 のいずれかに記載のディスクブレーキ装置。

【請求項 9】 前記摺動抵抗低減手段は、前記他方のブレーキパッドの背面と前記爪部との間に介在し、そのブレーキパッドの背面に対して前記ディスクロータの回転方向へ相対変位可能な薄板部材である請求項 8 記載のディスクブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、ディスクブレーキ装置に関し、特に所謂フローティング型のディスクブレーキ装置において、制動時におけるディスクロータの面振れに対するシリンダボディの追従性が向上するようにしたものである。

【0002】

【従来の技術】従来のディスクブレーキ装置としては、例えば特開平 1 - 1 7 6 8 2 2 号公報に開示されたものがある。

【0003】即ち、かかる公報記載のディスクブレーキ装置は、所謂フローティング型のディスクブレーキ装置であって、その構成を簡単に説明すると、ディスクロータを両側から挟み込む一對のブレーキパッドを、車体側に固定されるトルクメンバに進退可能に支持するとともに、そのトルクメンバには、ブレーキパッドの進退方向と同じ方向に進退可能にシリンダボディ（キャリバ）を支持し、そのシリンダボディ内に一方のブレーキパッドを押圧するピストン等からなる流体圧アクチュエータを設け、他方のブレーキパッドは、流体圧アクチュエータの押圧力による反力を利用し、シリンダボディの先端側に形成された爪部によって押圧するようになっている。

【0004】そして、かかる公報記載のディスクブレーキ装置にあっては、特に、ブレーキパッドが新製品の状態である時（未磨耗时、初期位置）からフル磨耗时（最大磨耗时、最終位置）にわたって、シリンダボディの重心が、シリンダボディの進退を案内する部材の摺動領域内に位置するようになっており、これにより、非制動時及び制動時のいずれにおいても、シリンダボディを傾かせることなく安定的に支持することができる、というものであった。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】確かに、上記公報記載のディスクブレーキ装置によれば、シリンダボディの傾動を防止するという点に関してはある程度の効果が期待できるが、それを実現するために、スライドピンと嵌合孔との嵌合端（嵌合孔の開口端部）位置をインナ方向に伸ばして重心位置を相対的にスライドピンの摺動領域内に位置させる必要がある。

【0006】このため、結果的にスライドピンと嵌合孔との嵌合部分が長くなってしまい、制動時にディスクロータの面振れが大きい場合に、その面振れに対してシリンダボディが確実に追従できない可能性が増大してしまう。

【0007】本発明は、このような従来の技術が有する未解決の課題に着目してなされたものであって、制動時におけるディスクロータの面振れに対するシリンダボディの追従性が向上するディスクブレーキ装置を提供することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、請求項 1 に係る発明は、車輪と共に回転するディスクロータを両側から挟み込むように対向配置される一對のブレーキパッドと、車体側に固定され且つ前記一對のブレーキパッドをディスクロータ軸方向に進退可能に支持するトルクメンバと、前記一方のブレーキパッドの背面側に対向するシリンダ孔及び前記他方のブレーキパ

ドの背面側に対向する爪部を有し且つ一對のスライドピン及びこれが摺動自在に嵌合する一對の嵌合孔を介してディスクロータ軸方向に進退可能に前記トルクメンバに支持されるシリンダボディと、前記シリンダ孔に收容され且つ前記一方のブレーキパッドを押圧可能なピストンと、を備えたディスクブレーキ装置において、前記一對のスライドピンのうち前記嵌合孔とのクリアランスが小さいメインのスライドピンを、前記嵌合孔の開口端部に弾性的に支持するとともに、その嵌合孔内には、その開口端部側が大径となる段差部を、制動時に前記ディスクロータから前記シリンダボディに伝達される制動力の中心位置に形成した。

【0009】上記目的を達成するために、請求項 2 に係る発明は、車輪と共に回転するディスクロータを両側から挟み込むように対向配置される一對のブレーキパッドと、車体側に固定され且つ前記一對のブレーキパッドをディスクロータ軸方向に進退可能に支持するトルクメンバと、前記一方のブレーキパッドの背面側に対向するシリンダ孔及び前記他方のブレーキパッドの背面側に対向する爪部を有し且つ一對のスライドピン及びこれが摺動自在に嵌合する一對の嵌合孔を介してディスクロータ軸方向に進退可能に前記トルクメンバに支持されるシリンダボディと、前記シリンダ孔に收容され且つ前記一方のブレーキパッドを押圧可能なピストンと、を備えたディスクブレーキ装置において、前記一對のスライドピンのうち前記嵌合孔とのクリアランスが小さいメインのスライドピンを、前記嵌合孔の開口端部に弾性的に支持するとともに、その嵌合孔内には、その開口端部側が大径となる段差部を、制動時に前記ディスクロータから前記シリンダボディに伝達される制動力の中心位置よりもその開口端部寄りの位置に形成した。

【0010】また、請求項 3 に係る発明は、上記請求項 2 に係る発明であるディスクブレーキ装置において、前記段差部を、前記制動力の中心と、前記ディスクロータの両摺動面のうち前記嵌合孔の開口端部側の摺動面との間に形成した。

【0011】そして、請求項 4 に係る発明は、上記請求項 2 又は 3 に係る発明であるディスクブレーキ装置において、前記段差部を、前記制動力の中心位置から前記嵌合孔の開口端部側に若干入り込んだ位置に形成した。

【0012】上記目的を達成するために、請求項 5 に係る発明は、車輪と共に回転するディスクロータを両側から挟み込むように対向配置される一對のブレーキパッドと、車体側に固定され且つ前記一對のブレーキパッドをディスクロータ軸方向に進退可能に支持するトルクメンバと、前記一方のブレーキパッドの背面側に対向するシリンダ孔及び前記他方のブレーキパッドの背面側に対向する爪部を有し且つ一對のスライドピン及びこれが摺動自在に嵌合する一對の嵌合孔を介してディスクロータ軸方向に進退可能に前記トルクメンバに支持されるシリン

ダボディと、前記シリンダ孔に収容され且つ前記一方のブレーキパッドを押圧可能なピストンと、を備え、前記トルクメンバは、前記ディスクロータを挟んで車両内側に位置する部分が前記車体側に固定され、前記シリンダボディは、前記ディスクロータを挟んで車両内側の部分に前記ピストン孔が形成され且つ車両外側の部分に前記爪部が形成されていて、前記一對のスライドピンは、その基端部が前記シリンダボディの前記ディスクロータを挟んで前記シリンダ孔が形成される側に固定され且つその先端部がディスクロータ軸方向に沿って前記爪部側に延びているディスクブレーキ装置において、前記一對のスライドピンのうち前記嵌合孔とのクリアランスが小さいメインのスライドピンを、前記嵌合孔の開口端部に弾性的に支持するとともに、その嵌合孔内には、その開口端部側が大径となる段差部を、前記ディスクロータの厚さ方向の中心位置付近に形成した。

【0013】また、請求項6に係る発明は、上記請求項1～5に係る発明であるディスクブレーキ装置において、非制動時における前記シリンダボディの重心位置を、前記メインのスライドピンを前記弾性的に支持する位置よりもそのスライドピンの先端寄りに位置させた。

【0014】そして、請求項7に係る発明は、上記請求項1～6に係る発明であるディスクブレーキにおいて、前記メインのスライドピンを、ダストブーツを利用して前記嵌合孔の開口端部に弾性的に支持するようにした。

【0015】またさらに、請求項8に係る発明は、上記請求項1～7に係る発明であるディスクブレーキ装置において、前記他方のブレーキパッドの背面と前記爪部との間の前記ディスクロータの回転方向への摺動抵抗を低減する摺動抵抗低減手段を設けた。

【0016】そして、請求項9に係る発明は、上記請求項8に係る発明であるディスクブレーキ装置において、前記摺動抵抗低減手段を、前記他方のブレーキパッドの背面と前記爪部との間に介在し、そのブレーキパッドの背面に対して前記ディスクロータの回転方向へ相対変位可能な薄板部材とした。

【0017】ここで、上記のようにシリンダボディを、一對のスライドピン及びこれが摺動自在に嵌合する一對の嵌合孔を介して、ディスクロータ軸方向（ディスクロータの回転中心軸に沿った方向。以下、ロータ軸方向と称す。）に進退可能に、トルクメンバに支持した構成を有するディスクブレーキ装置にあっては、制動時におけるトルクメンバの変形に対応するために、一方のスライドピン及び嵌合孔間のクリアランスを小さく、他方のスライドピン及び嵌合孔間のクリアランスを大きく設定するのが一般的であり、嵌合孔とのクリアランスが小さい方のスライドピンがメインのスライドピン（以下、メインピンと称す。）となり、嵌合孔とのクリアランスが大きい方のスライドピンがサブのスライドピン（以下、サブピンと称す。）となる。なお、メインピンを、サブ

ピンよりも鉛直方向で上側に配置するのが一般的である。

【0018】そして、請求項1に係る発明にあっては、メインピンを嵌合孔の開口端部に弾性的に支持するとともに、その嵌合孔内には段差を形成しているため、かかるメインピンは、段差部分を基点として実質的に片持ち梁になっている。この結果、メインピンは比較的に変形し易く、メインピンが曲がれば、主としてメインピンを介してトルクメンバに支持されているシリンダボディに傾きが生じる。

【0019】しかし、非制動時には、メインピンを曲げるような大きな力はシリンダボディには入力されないから、無用な傾きはシリンダボディには殆ど生じない。その一方で、制動時には、シリンダボディに支持されたピストンが一方のブレーキパッドをディスクロータの一方の摺動面に押し付けるとともに、シリンダボディの爪部が他方のブレーキパッドをディスクロータの他方の摺動面に押し付けるため、ピストン及び爪部並びにブレーキパッドを介してシリンダボディがディスクロータを強固に挟み込むようになる。

【0020】すると、制動力が、一方のブレーキパッド及びピストンを通じる経路と、他方のブレーキパッド及び爪部を通じる経路との両方を介してシリンダボディに入力されるから、かかる制動力によって、シリンダボディは、ディスクロータ正転方向（車両前進時におけるディスクロータの回転方向。以下、ロータ正転方向と称す。）に沿って回入側（正転時のディスクロータがディスクブレーキ装置に入り込む側。）から回出側（正転時のディスクロータがディスクブレーキ装置から出て行く側。）に向かおうとする。

【0021】しかし、嵌合孔内の段差部は、シリンダボディに伝達される制動力の中心位置に形成しているため、上記のような制動力によっても、シリンダボディを傾動させるようなモーメントは生じない。なお、このときのシリンダボディは、嵌合孔の段差部よりも先の小径部分に嵌合しているメインピンの先端部分によってトルクメンバに支持されることになる。

【0022】そして、回転時のディスクロータの摺動面には、ディスクロータの製造誤差や車体への取付誤差に起因した振幅（面振れ）が生じ、その面振れが、両ブレーキパッド及びピストン並びに爪部を介してシリンダボディに入力される。すると、上記のようにメインピンは変形し易くなっているから、シリンダボディに伝達された上記面振れによって、メインピンの屈曲を伴ってシリンダボディに傾きが生じる。その結果、ディスクロータの両摺動面の面振れに追従するように、ピストン及び爪部も向きを変えるようになるから、ピストン及び爪部に押される各ブレーキパッドも、ディスクロータの両摺動面の面振れに追従するように向きを変えるようになる。

【0023】請求項2に係る発明にあっては、上記請求

10

20

30

40

50

項 1 に係る発明と略同様の作用が発揮される。即ち、請求項 2 に係る発明では、嵌合孔内の段差部を、シリンダボディに伝達される制動力の中心位置よりも、その嵌合孔の開口端部寄りの位置に形成しているから、上記のような制動力が入力されても、シリンダボディには傾動は生じない。

【0024】なお、この請求項 2 に係る発明にあっては、嵌合孔内の段差部をその開口端部に近接した位置に形成してしまうと、メインピンの片持ち梁状態の部分が短くなって、それだけメインピンに曲がりが生じ難くなる。そこで、段差部は、請求項 3 に係る発明のように、ディスクロータの厚み部分から出ない範囲で形成したり、或いは、請求項 4 に係る発明のように、制動力の中心位置から開口端部側に若干入り込んだ位置に形成することが望ましい。

【0025】そして、これら請求項 2～4 に係る発明であれば、製造誤差等によって、嵌合孔内の段差部が、シリンダボディに伝達される制動力の中心位置よりもメインピン先端側に位置してしまう可能性を大幅に低減することができる。従って、上述したような請求項 1 に係る

発明の作用が、より確実に発揮される。

【0026】さらに、請求項 5 に係る発明にあっては、上記請求項 1～4 に係る発明と同様の作用が発揮される。即ち、この請求項 5 に係る発明では、一對のスライドピンをシリンダボディ側に固定し、一對の嵌合孔をトルクメンバ側に形成しており、各スライドピンは、その基端部がシリンダボディのシリンダ孔形成側部分に固定され、先端部はロータ軸方向に沿って爪部側を向いている。従って、段差部が形成されている嵌合孔の開口端部は、シリンダボディのシリンダ孔形成部側を向いているから、その嵌合孔の大径部がシリンダボディのシリンダ孔形成側に位置し、その小径部がシリンダボディの爪部側に位置している。

【0027】そして、この請求項 5 に係る発明のようなフローティング型のディスクブレーキ装置にあっては、制動時に上述のような経路でシリンダボディに入力される制動力のうち、一方のブレーキパッドからピストンを通じて入力される制動力よりも、他方のブレーキパッドから爪部を通じて入力される制動力の方が大きいのが一般的である。その理由としては種々考えられるが、特に大きな理由は、爪部とブレーキパッドの背面（裏金部分）との間の摩擦抵抗が大きく、ディスクロータから各ブレーキパッドに入力された制動力のうち、ピストンに入力される制動力よりも、爪部側に入力される制動力が大きい、というものである。その他の理由としては、車体側に固定されるトルクメンバの制動時の変形量が、トルクメンバの車体側固定位置に近い車両内側部分よりも、車体側固定位置から遠い車両外側部分の方が大きく、その変形量の大きい車両外側部分に支持される車両外側のブレーキパッドからトルクメンバに入力される制

動力が、車両内側のブレーキパッドからトルクメンバに入力される制動力に比べて小さくなる結果、それとは逆に、爪部に入力される制動力の方が、ピストンに入力される制動力に比べて大きくなる、というものがある。いずれにしても、ピストンを通じて入力される制動力よりも、爪部を通じて入力される制動力の方が大きいと、シリンダボディに入力されるトータルの制動力の中心位置は、ディスクロータの厚さ方向の中心位置から爪部側に片寄った位置になる。

10 【0028】すると、この請求項 5 に係る発明のように、嵌合孔内の段差部をディスクロータの厚さ方向の中心位置付近に形成すれば、上記のような制動力が入力されてもシリンダボディには傾動は生じないのである。

【0029】さらに、請求項 6 に係る発明のように、非制動時におけるシリンダボディの重心位置を適宜設定すれば、非制動時にシリンダボディが自重によって傾動することも防止できる。

20 【0030】また、請求項 7 に係る発明のように、ダストブーツを利用してメインピンを弾性支持するようにすれば、メインピンを弾性支持するための部材を別途設ける必要がなくなる。

【0031】そして、請求項 8 に係る発明のように、ブレーキパッド及び爪部間の摺動抵抗を低減する摺動抵抗低減手段を設けると、爪部に押圧される他方のブレーキパッドに制動時に入力された制動力のうち、その爪部を通じてシリンダボディに伝達される分が減少し、逆にトルクメンバに直接伝達される分が増大する。その結果、シリンダボディの制動力の中心位置は、摺動抵抗低減手段を設けない場合に比べて、ディスクロータの厚さ方向の中心位置に近づくようになる。

30 【0032】さらに、請求項 9 に係る発明のように薄板部材を設けることにより、請求項 8 に係る発明における摺動抵抗低減手段を実現できる。

【0033】

40 【発明の効果】本発明によれば、メインのスライドピンが嵌合する嵌合孔内の適切な位置に段差部を形成するようにしたため、シリンダボディの無意味な傾動を防止しつつ、制動時におけるディスクロータの面振れに対するシリンダボディの追従性を向上することができるという効果がある。

【0034】また、請求項 6 に係る発明であれば、非制動時における傾動をより確実に防止できるという効果もある。そして、請求項 7 に係る発明であれば、部品点数の増加防止に対して有効であるから、コスト増大を抑えることができるという効果もある。

【0035】

50 【発明の実施の形態】以下、この発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。図 1 及び図 2 は本発明の第 1 の実施の形態の構成を示す図であって、図 1 はディスクブレーキ装置 1 の取付状態を表す一部破断斜視図、図 2 は

ディスクブレーキ装置 1 の一部破断正面図である。

【0036】 先ず、構成を説明すると、このディスクブレーキ 1 は、図 1 に示すように、車輪 2 A と一体に回転するディスクロータ 2 の車両前方の位置にてそのディスクロータ 2 に径方向外側から近接するように、車体側に固定されたトルクメンバ 3 を有している。トルクメンバ 3 は、ディスクロータ 2 を挟んでロータ軸方向で車両内側（インナ側）の部分を経て車体に固定されている。このトルクメンバ 3 には、ロータ軸方向に進退可能にシリンダボディ 4 が支持されている。

【0037】 具体的には、トルクメンバ 3 の鉛直方向両端部には、ディスクロータ 2 の外周面に沿ってロータ軸方向に延びる二つの筒部 3 A、3 B が設けられるとともに、それら筒部 3 A、3 B 間にてディスクロータ 2 を跨ぐシリンダボディ 4 には、それら筒部 3 A、3 B の先端部に対向する位置まで鉛直方向に沿って延びる腕部 4 A、4 B が一体に設けられている。

【0038】 そして、図 2 にも示すように、腕部 4 A、4 B のディスクロータ 2 側を向く面には、ロータ軸方向に延びる一対のスライドピン 5 A、5 B が固定されていて、それらスライドピン 5 A、5 B は、筒部 3 A、3 B 内に形成された嵌合孔 6 A、6 B に摺動自在に嵌合していて、これらスライドピン 5 A、5 B 及び嵌合孔 6 A、6 B を介して、シリンダボディ 4 がトルクメンバ 3 に対してロータ軸方向に進退可能となっている。なお、スライドピン 5 A、5 B と嵌合孔 6 A、6 B との間はグリースにより潤滑されており、筒部 3 A、3 B の先端部と腕部 4 A、4 B との間には、蛇腹円筒状の弾性体からなるダストブーツ 4 a が設けられている。

【0039】 そして、このディスクブレーキ装置 1 においては、車体に取り付けた状態で鉛直方向上側に位置する一方のスライドピン 5 A の先端側部分と嵌合孔 6 A との周面間のクリアランスが、鉛直方向下側に位置する他方のスライドピン 5 B と嵌合孔 6 B との周面間のクリアランスよりも小さくなっている。従って、シリンダボディ 4 のトルクメンバ 3 に対する進退は、両方のスライドピン 5 A、5 B 及び嵌合孔 6 A、6 B によって案内されるが、シリンダボディ 4 の重量は、一方のスライドピン 5 A 及び嵌合孔 6 A を介してトルクメンバ 3 側に支持されることになる。つまり、鉛直方向上側に位置するスライドピン 5 A がメインピン、鉛直方向下側に位置するスライドピン 5 B がサブピンとなっている。以下、スライドピン 5 A をメインピン 5 A、スライドピン 5 B をサブピン 5 B と称す。なお、サブピン 5 B の先端部分には、非制動時に嵌合孔 6 B との間のクリアランスを確保できる程度の硬さのゴム状弾性体からなるリング 6 a が固定されている。

【0040】 ここで、メインピン 5 A が嵌合する嵌合孔 6 A の形状について詳述すると、この嵌合孔 6 A は、メインピン 5 A の先端部が嵌合する部分が小径部 6 b とな

り、その開口端部 6 c 側が大径部 6 d となるように、段差部 6 e が形成されている。大径部 6 d の内径は、他方の嵌合孔 6 B の内径と等しくなっている。

【0041】 段差部 6 e の形成位置は、この実施の形態では、ディスクロータ 2 の厚さ方向の中心線 A からロータ軸方向の外側（アウト側）に距離 D だけ寄った位置となっている。距離 D の設定については、後述する。

【0042】 さらに、嵌合孔 6 A 及び 6 B の開口端部 6 c から若干内側に入り込んだ内周面には、周方向に連続した溝 6 f が形成されているとともに、その溝 6 f と開口端部 6 c との間の内径は、大径部 6 d の内径よりもさらに大きくなっている。そして、ゴム状弾性体からなる各ダストブーツ 4 a の端部が、開口端部 6 c から嵌合孔 6 A、6 B 内に入り込んで、溝 6 f 内にも納まっている。これにより、メインピン 5 A 及びサブピン 5 B は、嵌合孔 6 A、6 B の開口端部 6 c に、ダストブーツ 4 a によって弾性支持されている。

【0043】 一方、トルクメンバ 3 には、ディスクロータ 2 を両側から挟み込むように対向配置され、そのディスクロータ 2 の両摩擦摺動面に対向する一対のブレーキパッド 7、8 が支持されている。これらブレーキパッド 7、8 は、ディスクロータ 2 側に位置するライニング 7 A、8 A とその背面側に固定される裏金 7 B、8 B とを重ね合わせた部材であって、ライニング 7 A、8 A よりも縦横に幅広の裏金 7 B、8 B の外周部が、図示しないアンチラトルスプリングを介して、ロータ軸方向に進退可能にトルクメンバ 3 に支持されている。

【0044】 そして、シリンダボディ 4 には、車幅方向（ロータ軸方向と等しい）内側に配設される一方のブレーキパッド 7 の裏金 7 B の背面側（ライニング 7 A が固定されていない側）に対向する基部 4 C と、車幅方向外側に配設される他方のブレーキパッド 8 の裏金 8 B の背面側に対向する鉛直方向に離隔した二つの爪部 4 D とが形成されていて、シリンダボディ 4 は、それら基部 4 C 及び爪部 4 D のディスクロータ 2 側を向く面によって、一対のブレーキパッド 7、8 をそれらの背面側から所定距離隔てて挟み込むようになっている。

【0045】 シリンダボディ 4 の基部 4 C 内には、ブレーキパッド 7 側が開いたシリンダ孔 10 が形成されている。このシリンダ孔 10 の軸心はロータ軸方向と一致しており、そのシリンダ孔 10 の内部には円柱形のピストン 11 が収容されている。そして、シリンダ孔 10 の底面と、ピストン 11 の底面 11 A と、シリンダ孔 10 開口端部側内周面及びピストン 11 外周面間に介在する図示しないシールリングとで油圧室 12 が画成されていて、この油圧室 12 は油路 12 A や配管 12 B 等を介して図示しない公知のマスタシリンダに接続されていて、これにより、ブレーキの踏み力に応じた油圧が油圧室 12 内に供給されるようになっている。

【0046】 また、シリンダボディ 4 の非制動時にお

10

20

30

40

50

る重心Gは、メインピン5 Aを弾性支持する位置（つまりダストブーツ4 aの溝6 fに入り込んだ部分を通る鉛直線B）よりも、メインピン5 Aの先端寄りに（アウト側に）位置するようになっている。

【0047】ここで、段差部6 eの形成位置（距離D）について説明すると、本実施の形態では、段差部6 eは、制動時にディスクロータ2からシリンダボディ4に伝達される制動力 F_c の中心位置に一致するように形成している。より具体的には、制動時には、ディスクロータ2からブレーキパッド7及び8に制動力が入力され、それら制動力の一部は直接トルクメンバ3に入力されるが、制動力の他の部分は、ブレーキパッド7からピストン11を介してシリンダボディ4に入力されるとともに、ブレーキパッド8から爪部4 Dを介してシリンダボディ4に入力され、そのシリンダボディ4からスライドピン5 A、5 Bを介してトルクメンバ3に伝達されるようになっている。なお、トルクメンバ3に伝達された制動力は、最終的には車体に伝達され、そこで支持される。

【0048】つまり、ディスクロータ2からシリンダボディ4への制動力の伝達経路には、ブレーキパッド7及びピストン11を通じる経路と、ブレーキパッド8及び爪部4 Dを通じる経路とがある。そして、両経路を通じてシリンダボディ4に入力される制動力の大きさが等しければ、シリンダボディ4に伝達される制動力 F_c の中心位置は、ディスクロータ2の厚さ方向の中心線Aに一致するはずである。

【0049】しかし、実際には、上記両経路を通じてシリンダボディ4に入力される制動力は等しくはなく、本発明者等が実測したところによれば、ピストン11を通じて入力される制動力よりも、爪部4 Dを通じて入力される制動力の方が大きい。その理由としては上述したようなものが考えられる。

【0050】その結果、両経路を通じてシリンダボディ4に伝達される制動力のアンバランスに起因して、シリンダボディ4に伝達されるトータルの制動力 F_c の中心位置は、中心線Aよりもアウト側に若干入り込むのである。従って、段差部6 eの形成位置（距離D）は、両経路を通じてシリンダボディ4に伝達される制動力の比率に応じて設定することができる。

【0051】因みに、図6に示すように制動時にブレーキパッド7からトルクメンバ3に直接入力される制動力 F_{inner} と、ブレーキパッド8からトルクメンバ3に直接入力される制動力 F_{outer} との比を、本発明者等が実験によって実測して見たところ、

$$F_{inner} : F_{outer} = 60 : 40$$

程度であった。従って、ブレーキパッド7からピストン11を通じてシリンダボディ4に伝達される制動力と、ブレーキパッド8から爪部4 Dを通じてシリンダボディ4に伝達される制動力との比率は、制動時に最終的に車

体に入力される全制動力がブレーキパッド7及び8に略等しく分配されることから、その全制動力と、ブレーキパッド7、8からトルクメンバ3に直接入力される制動力 F_{inner} 及び F_{outer} とから求めることができる。

【0052】次に、本実施の形態の作用を説明する。即ち、油圧室12に油圧が供給されていない非制動時には、シリンダボディ4の重心Gを上記のような位置に設定していることから、シリンダボディ4の荷重は、メインピン5 Aとダストブーツ4 aとの嵌合部分によって略確実に支持することができる。よって、シリンダボディ4の重心Gが、鉛直線Bよりもインナ側に位置する場合に比べて、シリンダボディ4に傾動が生じる可能性は低く、実際には、常識的なシリンダボディ4の重量の範囲であればそのシリンダボディ4に傾動は生じない。

【0053】一方、運転者がブレーキペダルを踏み込むと、マスタシリンダ等によって増圧分配された油圧が油圧室12内に供給されるから、その油圧によってピストン11がディスクロータ2に近づく方向に変位する。すると、ピストン11の先端面がブレーキパッド7の裏金7 Bを押圧するため、ブレーキパッド7がディスクロータ2に近づく方向に変位し、そのライニング7 Aがディスクロータ2の摩擦摺動面に押し付けられる。

【0054】この状態から油圧室12内の油圧によってピストン11がさらにディスクロータ2側に変位しようとする、ブレーキパッド7がディスクロータ2を押圧することによる反力によりシリンダボディ4自体が、ピストン11の移動方向とは逆方向に移動するから、爪部4 D、4 Dもディスクロータ2に近づく方向に変位してブレーキパッド8の裏金8 Bを押圧するようになって、そのブレーキパッド8がディスクロータ2に近づく方向に変位し、そのライニング8 Aがディスクロータ2の摩擦摺動面に摺接する。

【0055】そして、このようなブレーキパッド7、8の動作は極短い時間内に行われるため、ブレーキペダルを踏み込むと殆ど同時に両ブレーキパッド7、8によってディスクロータ2が両側から挟み込まれることになり、ブレーキパッド7、8とディスクロータ2との間の摩擦によってディスクロータ2の回転力が熱に変換されて制動が行われる。なお、ディスクロータ2からブレーキパッド7、8に入力された制動力は、上述したように、最終的にはトルクメンバを通じて車体に伝達されそこで支持されることになる。

【0056】かかる制動時には、シリンダボディ4にもピストン11や爪部4 Dを通じて制動力 F_c が入力されるため、シリンダボディ4はロータ正転方向の回出側に向かうようになる。すると、図3に示すように、メインピン5 Aも、ダストブーツ4 aの圧縮変形（図3のE部）を伴ってロータ正転方向の回出側に移動しようとするから、メインピン5 Aと嵌合孔6の小径部6 bとが接触するようになるが、シリンダボディ4に入力されるト

ータルの制動力 F_c は、メインピン5Aの段差部6eに接触する部分に働くため、メインピン5Aの大径部6d内に位置する部分を段差部6eを基点として曲げようとするモーメントは発生しない。従って、制動時であっても、シリンダボディ4に制動力 F_c が入力されるだけでは、そのシリンダボディ4には傾動は生じない。

【0057】しかし、このような制動時には、メインピン5Aは、段差部6eに接触する部分を基点として実質的に片持ち梁状態となっているから、ディスクロータ2摺動面の面振れが、ブレーキパッド7、8及びピストン11、爪部4Dを通じてシリンダボディ4に入力されると、メインピン5Aが弾性的に作用する結果、シリンダボディ4の傾動が許容される。このため、図4(a)～(c)に誇張して示すように、ディスクロータ2の面振れに対して、シリンダボディ4は比較的自由に回転及び並進することができるのである。つまり、シリンダボディ4の追従性が向上するのである。そして、シリンダボディ4の追従性が向上すれば、ディスクロータ2の摺動面に面振れが生じても、その面振れを追従するようにブレーキパッド7、8の向きを変えることができるから、ディスクロータ2の摺動面に対してブレーキパッド7、8のライニング7A、8Aをより平行に摺接させることができるようになり、制動特性を向上する上でより好ましい状態になる。

【0058】なお、単にシリンダボディ4の上記面振れに対する追従性を向上させるためだけなら、例えば図5に示すように、段差部6eを、さらにスライドピン5Aの先端部寄りに形成することが望ましい。しかし、段差部6eが制動力 F_c の中心よりもアウト側に位置してしまふと、制動時に、制動力 F_c と、その制動力 F_c の中心位置及び段差部6e間の距離 l によって、シリンダボディ4を傾動させようとするモーメント M が発生してしまう。このため、シリンダボディ4に無意味な傾動が生じてしまうばかりか、モーメント M によって段差部6eにメインピン5Aが押し付けられる結果、そのメインピン5A及び嵌合孔6A間の摺動抵抗が大きくなってシリンダボディ4の並進運動も困難になるという不具合がある。

【0059】従って、段差部6eは、制動力 F_c の中心位置よりもインナ側に形成することが望ましく、本実施の形態のように制動力 F_c の中心位置に合わせて段差部6eを形成すれば、シリンダボディ4の上記面振れに対する追従性を、不具合を生じない範囲で最高にすることができる。

【0060】図7は本発明の第2の実施の形態を示す図であって、アウト側に配設されるブレーキパッド8の背面図(a)及び平面図(b)である。なお、ディスクブレーキ装置1の全体的な構成は上記第1の実施の形態と同様である。

【0061】即ち、本実施の形態では、ブレーキパッド

8の裏金8Bに、薄板部材(摺動抵抗低減手段)としてのシム部材15を取り付けている。シム部材15は、その複数の係合爪15aを裏金8Bに緩く引っ掛けることにより、その裏金8Bに対してロータ正転方向に沿った相対変位可能となっている。従って、シリンダボディの爪部4Dは、シム部材15を介してブレーキパッド8の裏金8Bとシム部材15との間に滑りが許容される結果、ブレーキパッド8はディスクロータ2の正転方向に移動しトルクメンバ3に強く当接することになる。

【0062】つまり、シム部材15を設けた結果、爪部4Dとブレーキパッド8の裏金8Bとの間の摺動抵抗が低減するので、ディスクロータ2からブレーキパッド8に入力された制動力の多くの部分がトルクメンバ3に直接入力されるようになり、その分、爪部4Dを通じてシリンダボディ4に入力される制動力が少なくなる。

【0063】このため、シリンダボディ4に入力されるトータルの制動力 F_c の中心位置は、ディスクロータ2の厚さ方向の中心線Aに略一致するようになるから、本実施の形態では、嵌合孔6Aの段差部6eは、ディスクロータ2の厚さ方向の中心線Aに合わせて形成する。

【0064】かかる構成であっても、上記第1の実施の形態と同様の作用効果を得ることができる。さらに、本発明者等が上述と同じ条件で制動力 F_{inner} 及び F_{outer} の比を実測して見たところ、シム部材15を備える本実施の形態の構成では、

$$F_{inner} : F_{outer} = 50 : 50$$

となった。つまり、シム部材15を設けた結果、両ブレーキパッド7、8からトルクメンバ3に直接入力される制動力 F_{inner} 及び F_{outer} は略等しくなり、しかも、インナ側のブレーキパッド7からトルクメンバ3に直接入力される制動力 F_{inner} も、シム部材15を有しない場合に比べて小さくなっている。このことは、制動時におけるトルクメンバ3の筒部3A、3Bの開きを小さくできることを意味するから、制動時におけるシリンダボディ4の並進方向への摺動性をより向上できるという利点もある。

【0065】なお、上記第1及び第2の実施の形態では、嵌合孔6Aの段差部6eを、制動時にシリンダボディ4に入力される制動力 F_c の中心位置に合わせて形成するようにしているが、製造誤差等を考慮すれば、段差部6eは、制動力 F_c の中心位置よりも、嵌合孔6Aの開口端部6c寄りの位置に形成してもよく、そのような位置に形成しても上記各実施の形態と同様作用効果を得ることができる。但し、段差部6eを、制動力 F_c の中心位置から大きく嵌合孔6Aの開口端部6c側にずれた位置に形成すると、上記追従性の大きな向上が期待できない可能性がある。望ましくは、制動力 F_c の中心位置とディスクロータ2の開口端部6c側の摺動面とで挟まれた位置に形成するか、若しくは、制動力 F_c の中

10

20

30

40

50

【0066】また、上記第1の実施の形態のような構成の場合、制動時にシリンダボディ4に入力される制動力F_cの中心位置は、ディスクロータ2の厚さ方向の中心線Aよりも開口端部6c側に入り込むことはないから、段差部6cは、中心線Aに合わせて形成するようにしてもよく、そのように形成するのであれば、設計時の手間が簡易になる。

【0067】そして、上記各実施の形態では、トルクメンバ3側に嵌合孔6A、6Bを設け、シリンダボディ4側にスライドピン5A、5Bを設けているが、この関係を逆にして、例えば図2の構成であれば、トルクメンバ3側に、先端をインナ側に向けた状態でスライドピン5A、5Bを設け、シリンダボディ4側に、開口側をアウト側に向けた状態で嵌合孔6A、6Bを設け、それらスライドピン5A、5B及び嵌合孔6A、6Bを嵌合するようにしてもよい。なお、そのような関係にした場合には、嵌合孔6Aは、そのインナ側が小径部6bとなり、そのアウト側が大径部6dとなる。

【0068】また、上記実施の形態では、ダストブーツ4aを利用してスライドピン5A、5Bを弾性支持することにより、コスト低減を図るようにしているが、これに限定されるものではなく、ダストブーツ4aとは別部材の弾性体によってスライドピン5A、5Bを支持するようにしてもよい。

【0069】そして、上記第2の実施の形態では、摺動抵抗低減手段としてシム部材15を設けているが、摺動抵抗低減手段はこれに限定されるものではなく、要は、爪部4Dとブレーキパッド8の裏金8Bとの間の摺動抵*30

【図面の簡単な説明】

【図１】第１の実施の形態の全体構成を示す斜視図である。

【図2】ディスクロータ装置の一部破断正面図である。

【図3】制動時の挙動を示す拡大断面図である。

【図4】実施の形態の作用を説明する図である。

【図5】制動時に発生するモーメントの説明図である。

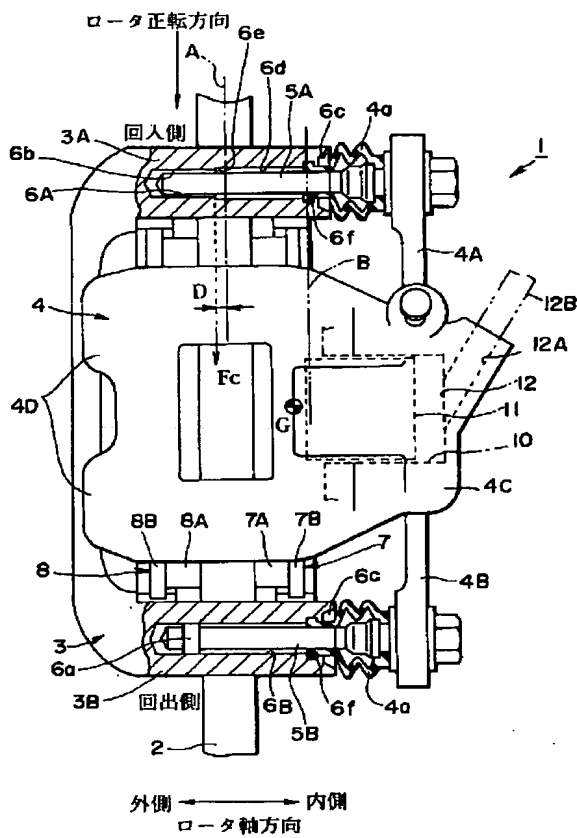
【図6】制動時にブレーキパッドからトルクメンバに直
10 接入力される制動力の説明図である。

【図7】第2の実施の形態の構成を示す図である。

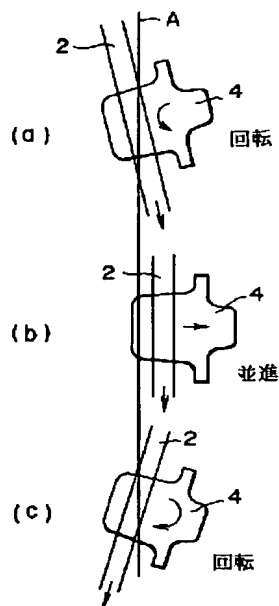
【符号の説明】

- | | |
|----------|-------------------------|
| 1 | ディスクブレーキ装置 |
| 2 | ディスクロータ |
| 2 A | 車輪 |
| 3 | トルクメンバ |
| 4 | シリンダボディ |
| 4 D | 爪部 |
| 5 A | スライドピン（メインのスライドピン、メ |
| 20 | インピン） |
| 5 B | スライドピン（サブピン） |
| 6 A, 6 B | 嵌合孔 |
| 6 b | 小径部 |
| 6 c | 開口端部 |
| 6 d | 大径部 |
| 6 e | 段差部 |
| 7, 8 | ブレーキパッド |
| 1 0 | シリンダ孔 |
| 1 1 | ピストン |
| × 30 | 1 5 シム部材（薄板部材、摺動抵抗低減手段） |

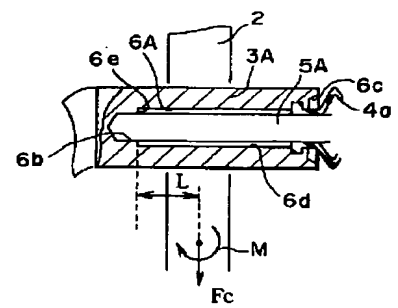
【図 2】



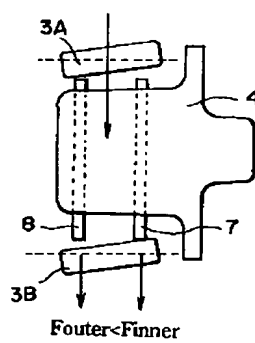
【図 4】



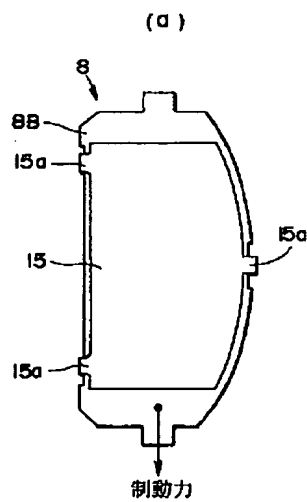
【図 5】



【図 6】



【図 7】



フロントページの続き

(72)発明者 徳永 隆裕
山梨県中巨摩郡櫛形町吉田1000番地 トキ
コ株式会社山梨工場内